

изучают не только двухмерное, но и трехмерное проектирование сложных объектов. Система AutoCAD позволяет создавать модели деталей любой сложности различными способами. Например, деталь можно построить при помощи твердотельных примитивов из библиотеки пакета или создать замкнутый контур любой сложности и применить операции вращения или выдавливания. Логические операции (объединения, вычитания или пересечения) позволяют создать единый объект из отдельных примитивов. В ходе выполнения таких построений происходит процесс оперирования образами, что, несомненно, приводит к развитию пространственного мышления, как основы конструирования.

Освоение основ компьютерного моделирования позволяет существенно сократить время разработки конструкторской и технологической документации.

Для студентов специальности (направление) 656300 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств» продемонстрируем пример создания модели пильного вала (рис.1).

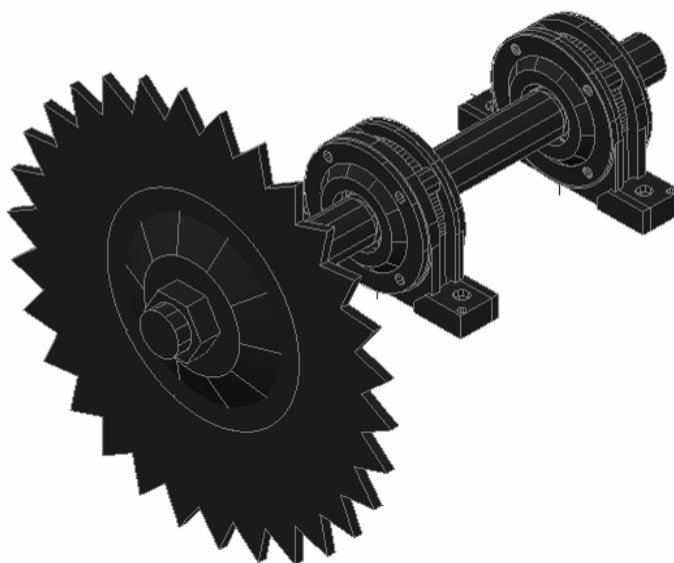


Рисунок 1 – Модель пильного вала

Шабалин Л. А. (УГЛТУ, Екатеринбург, РФ),
Старцев С. А. (НПП «Старт», Екатеринбург, РФ)

НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА *LOADING OF ELEMENTS OF THE LOAD-LIFTING MECHANISM*

В рамках модернизации грузоподъемного механизма серийно выпускаемой на базе шасси КАМАЗ ремонтной автомашины возникла необходимость обоснованного выбора мощности электродвигателя для привода этого механизма.

Базовый грузоподъемный механизм (рис. 1) состоит из двух Г-образных параллельных рычагов 1 и 2, соединенных шарнирно вверху балкой 3, а внизу шарнирно опирающихся на опорные подшипники А, Е, закрепленные в кузове автомашины. Пе-

перемещение рычагов (наибольший угол отклонения от вертикали $\alpha = \pm 40^\circ$) осуществляется ручным коническо-винтовым приводом 4. Наибольшее расчетное усилие на рукоятке оператора, определенное заводским расчетом, не превышает 93 Н, что является допустимым по ГОСТ 21753-76, который устанавливает предельные усилия на рукоятках ручных механизмов, равные 150 Н при работе механизмом менее пяти раз в смену.

Однако, при эксплуатации механизма выяснилось, что усилие на рукоятке значительно выше расчетного, а время отведенное для приведения механизма в рабочее положение недопустимо велико по регламенту работы автомашины.

Анализ заводских расчетов указанного механизма показал, что они выполнены с большими допущениями:

- не учтены массы двух рычагов, которые составляют 20% от грузоподъемности устройства;
- не учтены силы трения в шарнирах;
- центр тяжести грузовой балки условно совмещен с центром тяжести груза.

Первые два допущения дают заниженные нагрузки в шарнирах и элементах привода. Третье допущение дает повышенную нагруженность всех элементов механизма.

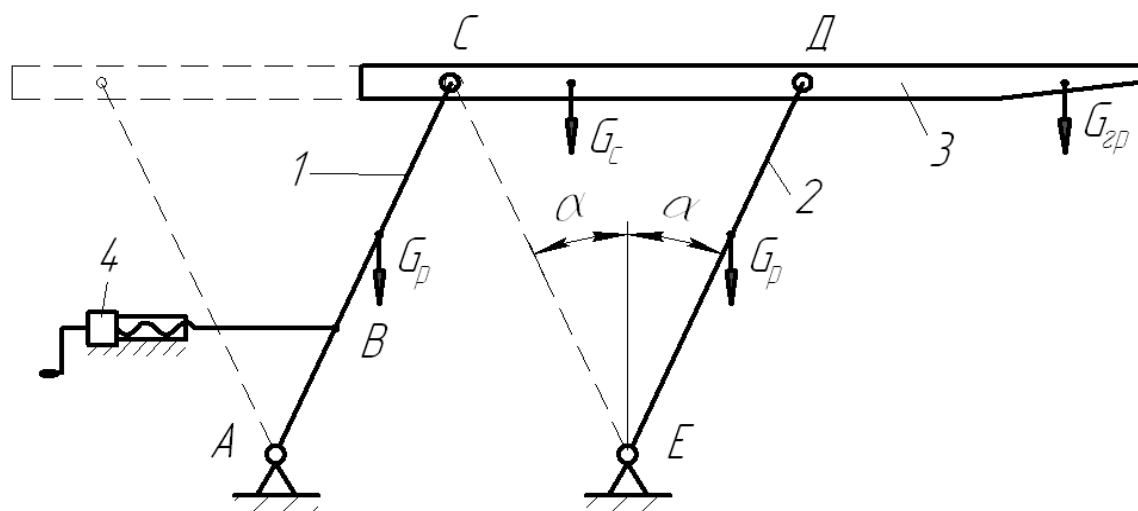


Рисунок 1 – Грузоподъемный механизм:

1, 2 – «Г»-образные рычаги; 3 – балка грузовая; 4 – коническо-винтовой ручной привод

Нами, с учетом сказанного, были уточнены расчеты реакций в шарнирах механизма и проведены экспериментальные замеры усилий на рукоятке коническо-винтового привода при различных положениях механизма. Измерения проведены на базе технопарка в Учебно-опытном лесхозе УГЛТУ.

При перемещении механизма из крайних положений вертикальные составляющие реакций в шарнирах С и Д от веса груза G_{zp} и стрелы G_c остаются постоянными и определяются из выражений:

$$R_{CY} = (G_{zp}l_3 - G_cl_2) / (l_1 + l_2); \quad (1)$$

$$R_{DY} = [G_{zp}(l_1 + l_2 + l_3) + G_cl_1] / (l_1 + l_2), \quad (2)$$

где l_1, l_2, l_3 – расстояния по длине балки (рис. 2, а).

Горизонтальные составляющие реакций в шарнирах C и D , а так же вертикальные и горизонтальные составляющие реакций в шарнирах A, B, E зависят как от сил трения в шарнирах, которые в свою очередь сами зависят от величины этих реакций, так и от положения механизма. При этом наибольших значений реакции достигают в момент начала движения механизма из рабочего положения (показано на рис. 1 сплошными линиями) в походное положение (пунктирные линии).

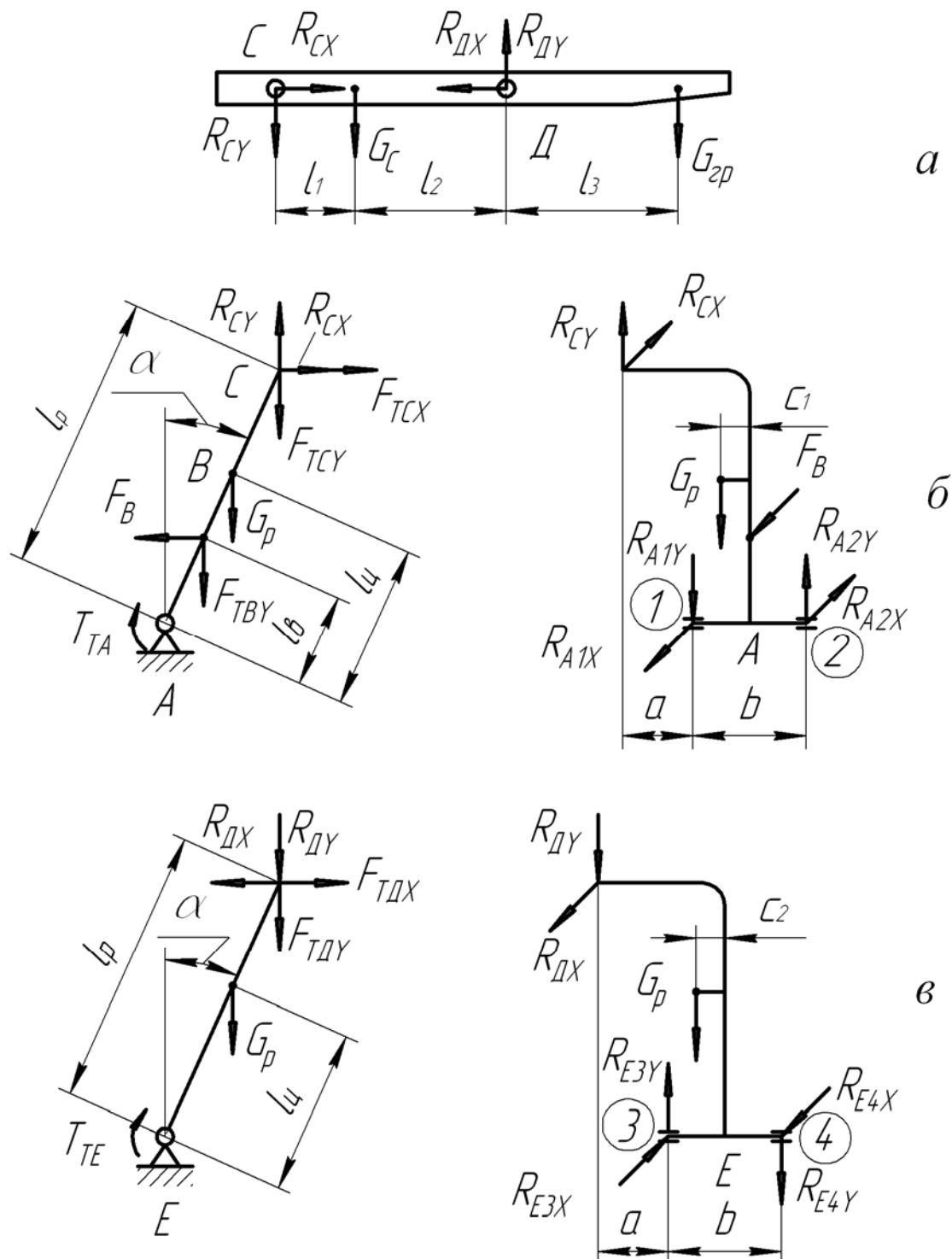


Рисунок 2 – Схемы к расчету реакций в шарнирах механизма:

а - грузовой балки; б - первого рычага; в - второго рычага

Используя метод последовательных приближений, нами реакции в шарнирах определены для наиболее нагруженного положения механизма в начале без учета сил трения (в формулах обозначены со штрихом), которые определяются из выражений:

$$R'_{CX}=R'_{DX}=(R_{DY}l_p+G_{p2}l_u)tg\alpha/l_p; \quad (3)$$

$$R'_B=[(G_{p2}l_u-R'_{CY}l_p)tg\alpha+R'_{CX}l_p]/l_6; \quad (4)$$

$$R'_{A1Y}=[R_{CY}(a+b)-G_{p1}(0,5b+c_1)]/b; \quad (5)$$

$$R'_{A2Y}=[R_{CY}a-G_{p1}(0,5b-c_1)]/b; \quad (6)$$

$$R'_{A1X}=[R'_{CX}(a+b)+0,5F'_Bb(l_p-l_6)/l_p]/b; \quad (7)$$

$$R'_{A2X}=[R'_{CX}a-0,5F'_Bb(l_p-l_6)/l_p]/b; \quad (8)$$

$$R'_{E3Y}=[R_{DY}(a+b)+G_{p2}(0,5b+c_2)]/b; \quad (9)$$

$$R'_{E4Y}=[R_{DY}a-G_{p2}(0,5b-c_2)]/b; \quad (10)$$

$$R'_{E3X}=R'_{DX}(a+b)/b; \quad (11)$$

$$R'_{E4X}=R'_{DX}a/b. \quad (12)$$

Здесь в выражениях (3–12): l_p, l_u – соответственно длина рычагов и расстояние от опорных шарниров до их центра тяжести (рис. 2, б, 2, в); a – вылет консоли рычага относительно внутренней опоры; b – расстояние между опорами рычагов; c_1 и c_2 – расстояние от оси рычагов до их центра тяжести.

Результирующие реакции в опорах рычагов $R'_{A1}, R'_{A2}, R'_{E3}, R'_{E4}$ равны геометрической сумме их составляющих.

От реакций в шарнирах B, C и D возникают силы трения, а в опорах A и E – моменты трения:

$$F_{TB}=F'_Bf_B; \quad (13)$$

$$F_{TCX}=R'_{CY}f_C \text{ и } F_{TCY}=R'_{CX}f_C; \quad (14)$$

$$F_{TDX}=R_{DY}f_D \text{ и } F_{TDY}=R'_{DX}f_D; \quad (15)$$

$$T_A=0,5(R'_{A1}+R'_{A2})f_A d; \quad (16)$$

$$T_E=0,5(R'_{E3}+R'_{E4})f_E d. \quad (17)$$

Здесь в выражениях (13–17): f_B, f_C, f_D, f_A, f_E – соответственно коэффициенты трения скольжения в сферических подшипниках (ШС) в шарнирах B и C , приведенные коэффициенты трения качения шариковых подшипников в шарнире D и роликовых конических подшипников в A и E ; d – внутренний диаметр подшипников.

С учетом найденных на первом этапе приближенных сил и моментов трения горизонтальные составляющие реакций в шарнирах C и D и усилие на винте определяются из выражений:

$$R_{CX}=R_{DX}=F_{TDX}+(T_E/l_p\cos\alpha)+[(R_{DY}+F_{TDY})l_p+G_{p2}l_u]tg\alpha/l_p; \quad (18)$$

$$F_B=[(R_{CX}+F_{TBX})l_p\sin\alpha-(R_{CY}-F_{TCY})l_p\sin\alpha+G_{p1}l_u\sin\alpha+F_{TCX}l_6\sin\alpha+T_A]/l_6\cos\alpha. \quad (19)$$

В таблице приведены значения реакций, сил и моментов трения в шарнирах и опорах механизма при его крайнем (рабочем) положении при следующих данных: $l_1=0,275$ м; $l_2=0,325$ м; $l_3=0,711$ м; $l_p=1,895$ м; $l_u=0,7$ м; $l_6=0,477$ м; $a=0,65$ м; $b=0,209$ м; $c_1=0,048$ м; $c_2=0,065$ м; $G_{p1}=5000$ Н; $G_c=1000$ Н; $G_{p1}=500$ Н; $G_{p2}=474$ Н; $f_B=f_C=0,1$; $f_A=f_D=f_E=0,015$; $d=0,06$ м.

Реакции в шарнирах механизма, Н							
R_{CY}	R_{DY}	$R_{CX}=R_{DX}$	R'_{A1}	R'_{A2}	R'_{E3}	R'_{E4}	F_B
5383	11383	$\frac{9706}{10025}$	53394	28757	62919	47599	$\frac{21231}{28426}$
Силы трения в шарнирах, Н				Моменты трения в опорах, Н·м			
F_{TCY}	F_{TCX}	F_{TDY}	F_{TDX} , Н	T_A		T_E	
145	538	145	171	37		50	
Примечание. В числителе значения реакций в шарнирах C и D и усилие на винте F_B без учета сил трения, а в знаменателе – с учетом сил трения.							

Анализ данных таблицы показывает, что учет сил трения в шарнирах дает прибавку к расчетному усилию на винте более чем 7000 Н. При этом расчетное усилие на рукоятке коническо-винтового привода (с учетом его потерь) будет 130 Н или в 1,4 раза больше усилия, полученного по заводским расчетам.

Экспериментальные же замеры усилия на рукоятке привода показали, что среднее значение (по пяти замерам) для рассмотренного положения механизма составляет 200 Н, что в 1,5 раза больше полученных нами значений.

Такое расхождение расчетных и экспериментальных данных вызвано, прежде всего, малыми значениями коэффициентов трения, принятыми для нормального (установившегося) движения механизма. Тогда, как известно, что коэффициенты трения покоя (при страгивании) значительно больше. Кроме того, в реальном механизме, из-за податливости опор рычагов, имеет место и заклинивание подшипников качения установленных в опорах механизма.